Nr. 10. Warszawa, 25 października 1929 r. Rok VII.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 10 do 15.

Inż. ROMAN BIEDRZYCKI i Inż. WŁADYSŁAW PAC.

UWAGI W SPRAWIE PROJEKTU NORM ODBIORCZYCH TURBIN I MASZYN PAROWYCH.

W Przeglądzie Technicznym Nr. 20 z 1927 r. (dodatek Wiad. Kom. Energ.) zamieszczono projekt norm odbiorczych dla turbin i tłokowych maszyn parowych. Projekt ten godny jest uznania jako dążenie do wypełnienia w stanie naszych prac normalizacyjnych poważnej luki, dotkliwie odczuwanej przez tych wszystkich, którzy się stykają z odbiorem turbin lub maszyn parowych.

Przepisy takie poruszają całokształt zagadnień tak poważnych i skomplikowanych, iż byłoby niedostatecznem ograniczyć się do porównywania ich z normami innych państw, zawierającemi jeszcze wiele wątpliwości i eksperymentów. Pozatem, wszystkim istniejącym już w tej dziedzinie normom można byłoby postawić ogólny zarzut, że nie są one zupełnie bezstronne, a raczej zbytnio idą na rękę dostawcy. Dlatego należałoby życzyć, aby omawiany projekt polskich norm wywołał w prasie ożywioną dyskusję, w której głos winny zabrać jaknajliczniej te osoby i instytucje, które biorąc udział w odbiorach maszyn i turbin parowych, posiadają w tym zakresie dużo doświadczenia i wiedzą, jakie sporne sprawy wynikają podczas badań odbiorczych.

Tego też zdania było Stowarzyszenie Techników w Łodzi, urządzając w dniu 21 października 1927 r. wieczór dyskusyjny, na którym sprawę projektu norm odbiorczych turbin parowych referował p. prof. Dr. W. Chrzanowski, (sprawozdanie: patrz „Technika Cieplna" Nr. 12 z 1927 r.)

Jedną z najtrudniejszych spraw, jakie winny regulować przepisy odbiorcze turbin parowych, jest ustalenie t. zw. poprawek przy porównywaniu cyfr gwarancyjnych z rezultatami pomiarów.

Jak wiadomo, umowa między nabywcą i odbiorcą zawiera gwarancje zużycia pary dla pewnego ściśle określonego stanu pary, jakoteż dla określonego obciążenia turbiny. W warunkach laboratoryjnych, jak również i na stacji prób w fabryce budującej, przynajmniej przy małych jednostkach, można ustalić dowolne warunki pracy silnika, zapewniając mu stałe potrzebne obciążenie i doprowadzając parę o ciśnieniu i temperaturze, odpowiadających warunkom umowy. Przy badaniach odbiorczych, gdy turbina znajduje się na miejscu swej pracy i związana jest z całą instalacją cieplną i ruchem danego zakładu, zwykle nie ma możności utrzymania się w granicach warunków gwarancyjnych.

Nawet przy stałych obciążeniach temperatura dolotowa pary, będąca w zależności od instalacji kotłowej danego zakładu, podlega normalnie pewnym wahaniom. Przy zmianie zaś obciążenia, np. przy przejściu od połowy do pełnego obciążenia lub odwrotnie, temperatura pary dolotowej z konieczności nie da się utrzy-

mać na pożądanej wysokości, choćby ze względu na zwykle spotykany brak regulacji przegrzewania pary na kotle.

Przy przejściu na największe obciążenie zachodzi często potrzeba forsowania kotłów, a gdy w dodatku z kotłowni jest pobierana jednocześnie para do celów fabrykacyjnych, to trudno zwykle uniknąć wahań w obciążeniu turbiny. Takież wahania zachodzą często podczas pomiarów w próżni, bo regulacja temperatury wody chłodzącej jest tu zwykle wykluczona.

Z wymienionych względów odbiory gwarancyjne odbywają się przeważnie w warunkach nieco innych, niż ustala umowa, i dlatego do wielkości zużycia pary, otrzymanej z pomiarów, należy wprowadzać pewne poprawki, po uwzględnieniu których otrzymane zużycie pary możemy dopiero porównywać z gwarantowanem.

Ustalenie sposobu obliczenia tych poprawek i wprowadzenie ich do przepisów w sposób obowiązujący napotyka niewątpliwie na duże trudności, które też przez normy innych państw są różnie rozwiązywane.

Dlatego projekt polskich norm nie zawiera obowiązujących przepisów, w tej mierze, lecz ogranicza się do nast. zdania: „Sposób takiego przeliczenia należy ustalić przed badaniami odbiorczemi, wzgl. podać w umowie, biorąc pod uwagę wszelkie możliwe wpływy i opierając się na sprawdzonych wartościach praktycznych" (patrz § 45 projektu norm odbiorczych).

Jedynie załącznik do powyższego projektu norm proponuje pewne sposoby obliczenia poprawek.

W uwagach dołączonych do tego projektu prof. Borowicz skłania się do takiego właśnie rozwiązania, wysuwając obawy, że wobec szybkiego rozwoju turbin parowych, wprowadzone obecnie wzory poprawek musiałyby wkrótce uledz zmianom. Z powodu trudności w rozwiązaniu tego zagadnienia i różnych na sprawę poglądów nie należałoby może istotnie już obecnie wprowadzać do norm polskich wzorów poprawek w formie ultimatywnej, lecz lepiej wskazać w aneksach do norm, jakiego rodzaju przeliczenia są prawidłowe i w pewnych warunkach wskazane, a jakie uważać należy za wadliwe, aby dać możność stronom, t. j. dostawcy i odbiorcy ustalenia w protokule wstępnym przeliczeń, które w danych warunkach są najodpowiedniejsze.

Nie potrzebujemy obawiać się zmian, jakie być może wkrótce trzeba będzie w te wzory przeliczeniowe wprowadzić. Wszak i w tablicach entropijnych z czasem to i owo trzeba było zmienić, co nie zmniejsza zasług Fliegnera czy Molliera, którzy, wydając swe pierwsze, dalekie od doskonałości tablice, dali tem właśnie możność ich stopniowego ulepszenia.

Przejdźmy teraz do istniejących sposobów obliczania poprawek.

Bezwzględnie najprostsze w obliczeniach najłatwiejsze w zastosowaniu są wzory według francuskiego projektu. Nie wprowadzają one żadnych dodatkowych wartości i dlatego w trakcie przeliczeń wywołują one najmniej kwestyj spornych. Nie wiemy wprawdzie, jaką drogą tworzyły się wzory francuskie, czy miały one za podstawę pewne rozważania teoretyczne, czy też powstały z cyfr empirycznych. słusznych może tylko dla pewnych konstrukcyj i typów turbin parowych. Wzorom francuskim można by też zarzucić, że są one naogół wygodniejsze dla dostawcy niż dla odbiorcy. Jaskrawym tego przykładem są poprawki na ciśnienie pary wlotowej: czy wyższe, czy też niższe od gwarancyjnego okaże się to ciśnienie przy pomiarach, poprawka w obu tych wypadkach daje tolerancje właśnie na korzyść dostawcy. Tymczasem w wypadku wyższego ciśnienia przy tej samej temperaturze pary dolotowej obniża się wprawdzie wartość cieplna stanu początkowego pary; lecz przy zachowaniu takiej samej próżni przy spotykanych obecnie ciśnieniach w większym jeszcze stopniu zwiększa się adjabatyczny spadek cieplika; należałoby więc raczej oczekiwać w tym wypadku poprawki na korzyść odbiorcy.

Niezupełnie też właściwe są poprawki francuskie przy odchyleniach temperatury wody chłodzącej. W umowie podaje się zwykle wysoką temperaturę. jaką posiada woda chłodząca w lecie. Przy niższej temperaturze, z jaką przeważnie ma się do czynienia, poprawki zbyt są względne dla dostawcy, a przy większych odchyleniach temperatur, które jednak w praktyce często się spotyka, francuskie normy czynią pomiary wogóle niemiarodajnemi.

Również niemiarodajnemi stają się próby, gdy odchylenie temperatury pary wlotowej przekroczy 10% wielkości podanej w umowie. Stanowi to największą wadę tych przepisów, uniemożliwiającą nieraz przeprowadzenie pomiarów odbiorczych.

Francuskie normy nie przewidują nadto możności wnoszenia poprawek w wypadkach, gdy pompa tłocząca wodę do skraplacza podaje inne ilości wody, niż odpowiadające warunkom gwarancyjnym.

Bądź co bądź przy uwzględnieniu tych wad francuskie normy mogłyby się okazać przydatne dzięki swej prostocie i własnościom, wykluczającym późniejszą dowolność ze strony dostawcy.

Inny sposób przeliczania poprawek oparty jest na następujących wzorach:

$$\frac{i_1 - i_2 \text{ (w warunkach odbioru)}}{i_1 - i_2 \text{ (w warunkach gwarancji)}} \quad (1)$$

$$\frac{(i_1 - i_2) \cdot \eta_t \text{ (w warunkach odbioru)}}{(i_1 - i_2) \cdot \eta_t \text{ (w warunkach gwarancji)}} \quad (2)$$

$$\frac{(i_1 - i_2) \cdot \eta_t - \frac{Ac^2}{2g} \text{ (w warunkach odbioru)}}{(i_1 - i_2) \cdot \eta_t - \frac{Ac^2}{2g} \text{ (w warunkach gwarancji)}} \quad 3)$$

We wzorach tych oznacza:

$i_1 - i_2$ — adjabatyczny spadek cieplika
η_t — sprawność termodynamiczna
A — cieplny równoważnik pracy
c — szybkość wylotowa pary
g — przyśpieszenie ziemi$=9{,}81$ m/sek^2.

Wzór 1) oparty jest na słusznych zasadach, jednak obliczona w ten sposób poprawka okazuje się krzywdzącą w wypadkach, gdy temperatura pary wlotowej odchyla się od warunków gwarancji, a więc zmienia się termodynamiczna sprawność t. j. zdolność wyzyskania adjabatycznego spadku cieplika. Z tych względów wzór 2) obejmuje już zmiany η_t. Wzór 3) jest jeszcze bardziej rozszerzony, uwzględniając także różnicę strat wylotowych, powstałą czy to wskutek zmiany szybkości (objętości) pary, zależnej od specyficznego zużycia pary, czy też wskutek powiększenia lub zmniejszenia próżni.

Trzeba stwierdzić, że wzory te, szczególnie w porównaniu z francuskimi, są dość zawiłe i przeliczenie za ich pomocą poprawek jest uciążliwe; *jednakże są one bardzo logicznie przemyślane i wydają się ze wszystkich sposobów przeliczania poprawek najsprawiedliwsze.* Jednak właśnie ta największa ich zaleta zbyt łatwo w praktyce może się okazać iluzoryczną wobec innej słabej strony zastosowania tych wzorów: otóż przeliczanie poprawek według przytoczonych wzorów wymaga posiadania dodatkowych wielkości gwarancyjnych, jak $i_1 - i_2$, η_t oraz straty wylotowe $A\frac{c^2}{2g}$ Właśnie te wartości nie bywają zwykle ustalane w umowie i na żądanie rzeczoznawców są dostarczane przez dostawcę, lecz zwykle dopiero przy odbiorze turbiny, a często i w czasie pomiarów.

Dane te, nie podlegające sprawdzeniu, zależne są w dużym stopniu od dobrej woli dostawcy, i w tem należy szukać przyczyny powstawania wielu kwestyj spornych i niejednokrotnie wątpliwej wartości całych wyników przeliczeń, o ile by rzeczoznawca bezstronny nie miał według norm prawa zakwestjonowania danych dostawcy.

Najważniejszą dla tych wzorów jest wielkość adjabatycznego spadku cieplika i związana z tem próżnia. Już pierwsze wątpliwości nasuwa pytanie, w którem miejscu próżnia powinna być mierzona: czy u wylotu pary z łopatek, czy też przy skraplaczu. Projekt polskich norm ustala dla tych pomiarów miejsce przy skraplaczu (§ 28). Byłoby raczej dogodniejsze ustalić mierzenie próżni u wylotu z łopatek, gdyż podawane przez dostawcę $\frac{Ac^2}{2g}$ odnosi się zwykle do tego miejsca.

Przytem umowa nie określa zwykle próżni w odniesieniu do warunków gwarancyjnych, lecz podaje ilość i temperaturę wody chłodzącej. Dla poprawek francuskich jest to wystarczające, zaś przy zastosowaniu rozpatrywanych wzorów należy z tych danych obliczyć próżnię, przyczem z konieczności trzeba posługiwać się krzywemi, dostarczanemi zwykle dopiero w czasie odbioru przez dostawcę. Dobrze, jeżeli dostawca był dostatecznie szczodry w obliczeniu powierzchni skraplacza. Niekiedy jednak ze względów konkurencyjnych ustawia się na miejscu skraplacz zbyt mały. Wówczas przy odbiorze otrzymuje się z winy dostawcy mniejszą próżnię, aniżeli w wypadku zastosowania właściwego skraplacza; operuje się wtedy fałszywą poprawką, co prowadzi do przeliczeń na cyfry zużycia pary, wyraźnie już dogodne dla dostawcy. Również i rezultaty zanieczyszczenia skraplacza niesłusznie przerzucane są całkowicie na odbiorcę.

Byłoby niezmiernie wskazane ustalenie w formie miarodajnych krzywych zależności między próżnią, a temperaturą i ilością wody chłodzącej. Takie krzywe regulowałyby w dużym stopniu sprawę wielkości skraplacza i gwarantowanej próżni. W każdym razie zastosowanie omawianych wzorów do przeliczania poprawek wymagałoby podawanie w umowie wysokości spadku adjabatycznego w warunkach gwarancyjnych.

Drugą dowolną zmienną w tych wzorach jest sprawność termodynamiczna w zależności od temperatury wlotu. Ten termodynamiczny współczynnik sprawności dla warunków ustalonych w gwarancjach, jako też jego zmienność w zależności od wahań temperatury pary dolotowej musi zawczasu podać dostawca. Normalnie η_t zmienia się o 1% na każde 20°—40° odchylenia temperatury wlotu w zależności od ciśnienia i temperatury pary dolotowej; im wyższe to ciśnienie i im wyższa ta temperatura, tem większa zmiana temperatury, potrzebna do uzyskania zmiany sprawności o 1% (patrz Zinsen: „Ein fluss der Dampftemperatur auf η von Dampfturbinen").

Wynika tu jeszcze potrzeba ustalenia, jak powinna być liczona powyższa sprawność. Niema to wprawdzie dla przeliczeń większego znaczenia, jednakże dotychczas istnieje pewna niepożądana dowolność w obliczaniu tego spółczynnika. Rzeczywista termodynamiczna sprawność, odnośnie do mocy na sprzęgle wału między turbiną i generatorem, oblicza się zwykle z wzoru:

$$\eta_e = \frac{860}{(i_1 - i_2) \cdot G \cdot \eta_g}$$

gdzie G — zużycie pary w kg/kWh
zaś η_g — sprawność generatora.

Powyższy wzór często się jednak modyfikuje, przechodząc do t. zw. indykowanej (wewnętrznej) sprawności η_i t. j. uwzględniając mechaniczne straty turbiny, lecz bez uwzględnienia strat w regulacji.

Wzór przybiera wówczas następującą formę:

$$\eta_i = \frac{860}{(i_1 - i_2) \cdot G \cdot \eta_m \cdot \eta_g}$$

gdzie η_m — sprawność mechaniczna właściwej turbiny (bez generatora).

W obu tych wzorach przyjęto uważać za „i" wartość cieplną pary przed zaworem.

Dla określenia sprawności łopatek konstruktorzy w tym ostatnim wzorze odnoszą i niekiedy do stanu pary za zaworami regulacyjnemi.

Wprawdzie wartość cieplna pary pozostaje w tym wypadku ta sama, zmienia to jednak wyniki pomiarów, gdyż adjabatyczny spadek staje się inny, ze względu na zachodzące tu ewentualne dławienie pary przez regulator.

Naszem zdaniem najstosowniejszem byłoby uwzględniać stan pary przed regulatorem, do wzoru zaś obliczeniowego wprowadzać wartości η_m.

W każdym bądź razie należałoby tu, w celu uniknięcia rozbieżności, ustalić jakieś trwałe zasady, do których powinien dostawca dostosowywać swoją krzywą na η_i.

Ostatnią niewiadomą we wzorze 3) rozpatrywanego systemu poprawek są straty wylotowe, zależne od szybkości wylotowej „c". Tę wielkość winien wprawdzie dostawca określać w formie krzywej w zależności od próżni i od ilości kondensatu, lecz robiąc to w czasie odbioru, może być więcej lub mniej stronniczym. Należałoby żądać, aby krzywa ta odnosiła się do tego samego miejsca, w którem mierzona jest próżnia.

Ten system poprawek, posiadający licznych zwolenników, mógłby istotnie zostać przyjęty jako podstawowy, do czego jednak nieodzownem byłoby usunięcie zależności wyników od dowolności dostawcy.

Jako pewne porównanie obu tych najbardziej charakterystycznych systemów poprawek, przytaczamy tu dwie tablice, gdzie dla szeregu turbin różnej mocy podane są wyniki pomiarów dla wielkości ciśnienia, temperatury pary dolotowej i temperatury wody chłodzącej oraz poprawki, obliczone według dwóch omawianych sposobów. Należy tu jednak zastrzedz, że wartości tych poprawek nie dadzą się bezpośrednio ze sobą porównywać, gdyż obliczone według norm francuskich stanowią pewien % gwarantowanego zużycia pary, które skorygowane w ten sposób porównywa się z wartością zużycia pary, otrzymaną z pomiarów. Druga zaś grupa poprawek, przeciwnie, jest wprowadzana do cyfr, otrzymanych z pomiarów, które po wprowadzeniu poprawek, porównywuje się z nienaruszalnemi cyframi gwarancyjnemi.

TABELA I.

Moc turbiny w kW	Ciśnienie pary wlotowej w *ata*		Temperatura pary u wlotu w ^0C		Temperatura wody chłodzącej w ^0C		Ciśnienie pary wylot. w *ata*		Poprawka w %%	
	w/g cyfr gwaranc.	z pomiarów	w/g cyfr gwaranc.	z pomiarów	w/g cyfr gwaranc.	z pomiarów	w/g cyfr gwaranc.	z pomiarów	w/g norm franc.	w/g wzoru 3)
250	16	15,8	350	336	15	14,8	0,032	0,044	2,6	4,8
300	16	15,5	350	357	15	23,5	0,036	0,068	5	5
500	16	16.5	350	331	20	15,4	0,038	0,03	1,9	1,0
1000	16	16,1	350	334	20	19,9	0,05	0,052	2,9	3,6
1400	16	15,6	350	363	20	24,5	0,064	0,095	1,7	1,5

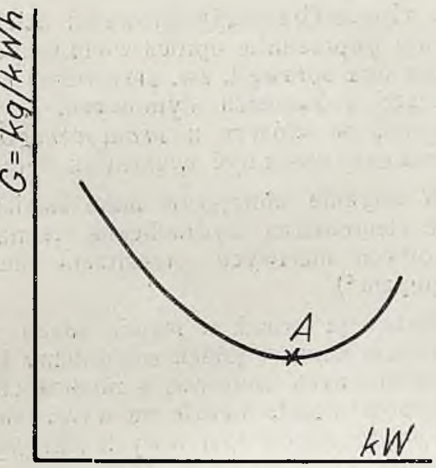
TABELA II.

Moc turbiny w kW	Cisnienie pary wlotowej w *ata*		Temperatura pary wlotowej w ^0C		Temperatura wody chłodzącej w ^0C		Ciśnienie pary wylotowej w *ata*		Poprawka w %%	
	w/g cyfr gwaranc.	z pomiarów	w/g cyfr gwaranc.	z pomiarów	w/g cyfr gwaranc.	z pomiarów	w/g cyfr gwaranc.	z pomiarów	w/g norm franc.	w/g wzoru 1)
1200	24	24,4	375	397	24	0,6	0.049	0,012	6,9	14
1850	24	25,6	375	421	24	0,65	0,055	0.019	9,0	16,8
2050	24	25,5	375	420	24	0,2	0,058	0,023	9,0	14,6
2500	24	24,2	375	396	24	0,4	0,069	0,059	6,9	3,1

Pozostaje jeszcze do omówienia kwestja tolerancji. W razie wahania obciążeń projekt polski na wzór norm niemieckich proponuje wprowadzenie poprawek, obliczanych w następujący sposób: zliczamy wszystkie absolutne nadwyżki wahań powyżej średniego obciążenia, jak również wszystkie odchylenia wahań poniżej tegoż średniego obciążenia. Otrzymaną sumę dzielimy przez ogólną ilość obliczeń mocy i tak otrzymaną cyfrę podajemy w %% średniego obciążenia. Dzieląc otrzymany wynik przez 2, otrzymujemy poprawkę, przedstawiającą ukrytą tolerancję ku zaspokojeniu dostawcy. W niektórych razach wprowadzenie tej poprawki wydaje się nam całkiem niesłusz-

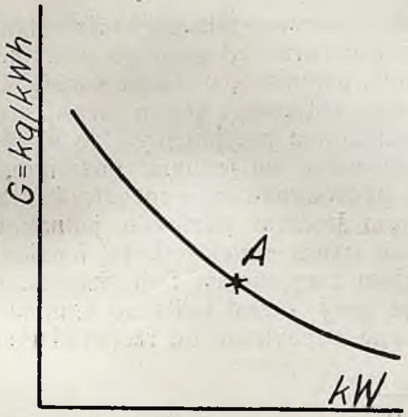
nem. Rozpatrzmy dla przykładu dwa odrębne wypadki.

Gdy krzywa zużycia pary przedstawia się jak na rys. 1, mamy do czynienia z jednym tylko punktem najekonomiczniejszego zużycia pary, odpowiadającym pewnemu określonemu obciąże-



Rys. 1.

niu. Każda zmiana obciążenia w jedną lub drugą stronę połączona jest ze zwiększeniem zużycia pary. Przypuśćmy, iż w czasie pomiarów obciążenie turbiny waha się w granicach jednakowo odległych od punktu *A*; wówczas średnia arytmetyczna obciążeń w punktach krańcowych obciążeń będzie się równała temu najwygodniejszemu obciążeniu, jednak rzeczywiste zużycie pary przez turbinę nie będzie odpowiadało najekonomiczniejszemu, lecz będzie w każdym bądź razie wyższe od niego. W tym więc wypadku wprowadzenie poprawki należy uznać za słuszne.



Rys. 2.

W wypadkach, gdy krzywa zużycia pary przedstawia się jak na rys. 2, odchylenie obciążenia w kierunku jego zmniejszenia pociąga za sobą wprawdzie zwiększenie zapotrzebowania pary jest ono jednak rekompensowane zmniejszeniem zużycia pary w chwilach, gdy obciążenie się zwiększa. Tutaj więc średnie arytmetyczne jak z obciążeń, tak i z wielkości zużycia pary odpowiadają zgodnie pewnemu pośredniemu stanowi, i niema podstaw dla prostowania wyników zapomocą dodatkowych poprawek.

Projekt norm polskich reguluje te kwestje inaczej, przyczem § 45-mu projektu możnaby zarzucić, że jest on zredagowany niejasno. Można się domyślać, że wprowadza on poprawki nawet w tych wypadkach, gdy wahania obciążeń stanowią mniej niż 5%. *Poprawki w tych razach uważalibyśmy za błędne.* Ponadto paragraf ten nie wyjaśnia jak postępować, gdy odchylenia obciążeń przekraczają 10%, co w praktyce, choć niepożądane, bywa często nieuniknione.

W każdym razie gdyby nasz początkowy punkt widzenia w tych sprawach nie znalazł skutecznego podtrzymania, uważaliśmy za konieczne niewprowadzanie jakiejkolwiek tolerancji dla wahań obciążeń w granicach 5%, przy wyższych zaś wahaniach należałoby uwzględniać w korekturach jedynie odchylenia od tych 5-o procentowych wahań.

Dalej, uważamy za słuszne niestosowanie tolerancji przy określaniu zużycia pary drogą ważenia skroplin. Jednak dopuszczanie 5-o procentowej tolerancji w wypadkach zastosowania paromierzy wydaje się nieuzasadnione. Bowiem dla dokładnie cechowanych paromierzy byłaby wystarczającą tolerancja $2^1/_2$%, czyli taka sama, jak podana w projekcie tolerancja dla pomiarów wody zasilającej Niedokładnych przyrządów wogóle nie należy wprowadzać do pomiarów odbiorczych, a przy ulepszaniu metod pomiarowych zapomocą dysz nawet tolerancja 2½% byłaby zbyt duża.

Aby nie rozszerzać zbytnio ram niniejszego artykułu nie poruszamy tu sprawy odbiorów turbin z pobieraniem pary. Temat ten omówimy oddzielnie. Zaznaczamy tylko, że przy tych turbinach pomiary i przeliczenia napotykają na większe jeszcze trudności i dlatego, zdaniem naszem, w tych wypadkach umowy winny zawierać również punkty, dotyczące pracy turbin, jako czysto kondensacyjnych. Wtedy przy odbiorze turbiny można byłoby również przeprowadzić próby jak przy turbinie ze skraplaczem.

Pomiary takie byłyby nietrudne do wykonania, a wolne od stosowania tolerancji, zapewniałyby ścisłe rezultaty, dające przytem dostateczne pojęcie o termodynamicznej sprawności turbiny.

Łódź, w lutym 1929.

(d. c. n.)

Prof. CZ. GRABOWSKI.

ZASADY HYDRAULICZNEJ TEORJI CIĄGU NATURALNEGO.

(por. *Technika Ciepl.* 1929, str. 151).

III. Zastępczy układ wodny.

Z równania (24) wyprowadzonego w rozdziale 2 widzimy, że w kanałach kotła parowego stosunek ciśnienia (hydrodynamicznego) w dowolnem miejscu kanału (p) do ciśnienia początkowego (p_0) jest funkcją wykładniczą wielkości y

$$p_0 : p = e^y \quad . . . (25),$$

$$\text{gdzie } y = M\left[tF - \frac{Gc}{K}\,\Theta_0\left(e^{-\frac{KF}{Gc}} - 1\right)\right] \quad (24\ a)$$

jest to funkcja zależna nietylko od praw hydrodynamiki (patrz wzór 23 na M), lecz również i od praw termokinetyki.

Stosowanie tak skomplikowanych wzorów do rozwiązywania zagadnień technicznych przedstawie poważne trudności, nic więc dziwnego, że praktyczną teorję ciągu gazów kominowych starano się opierać jedynie na prawach hydrauliki, pomijając, lub traktując oddzielnie prawa przenoszenia ciepła.

Próby zastosowania praw hydrodynamiki do teorji, ciągu znajdujemy jeszcze u Péclet'a a następnie u Reichego[1]).

Blacher w swej teorji ciągu gazów, ogrzewających kotły parowe, wprowadza pojęcie o ciśnieniu hydrodynamicznem gazów jako ciśnieniu analogicznem do ciśnienia, które panuje w pewnym (rozpatrywanym przez autora) prądzie wody i przez analogję z prawami, rządzącemi owym prądem wodnym, ustala prawa przepływu gazów pod kotłami parowemi[2]). W pracy tej jednak niema wyraźnego powoływania się na równanie Daniela Bernouillego, jako na podstawowe prawo hydromechaniki.

Daleko wyraźniej prawa hydrodynamiki zastosowane zostały do teorji ciągu gazów w piecach, metalurgicznych; teorję tę opracowali petersburscy profesorowie Grum Grzymajło (kostuktor pieców metalurgicznych) i Jeśman (hydraulik). Teorja Gruma-Grzymajły prowadzi daleko dalej, niż teorje poprzednie: oprócz wielu innych spraw wyjaśnia ona sprawę t. zw. przestrzeni martwych w piecach i kanałach dymowych, t. j. takich przestrzeni, w których z *praktycznego punktu widzenia* gazy mogą być uważane za nieruchome[3]).

W artykule niniejszym mam zamiar podać jedynie elementarną hydrauliczną teorją ciągu, która owych martwych przestrzeni nie będzie uwzględniała[4]).

Podam ją jednak w formie nieco odmiennej od tych form, w jakich znajdujemy ją u wyżej wymienionych autorów, a mianowicie teorja ciągu gazów oparta będzie na wyraźnem *zastąpieniu prądu gazów* spalinowych *fikcyjnym prądem wody*, który na swej drodze spotyka takie same opory hydrauliczne, jak i prąd gazów, lecz posiada stałą temperaturę (nie wyższą od temperatury laboratoryjnej). Do owego fikcyjnego prądu wody stosować będę prawo Bernouillego w postaci technicznej. Tak samo jednak jak i autory wyżej wymienieni, a) zamiast skomplikowanych praw przepływu gazów spalinowych operować będę bliżej znanemi nam prawami hydrauliki cieczy, b) usunę z mych rozważań prawa przenoszenia ciepła.

Teorję tę mam zamiar podać przedewszystkiem w zastosowaniu do wypadków najprostszych, a mianowicie w zastowaniu do kotła parowego kornwalijskiego.

Układ gazowy takiego kotła stanowić będą—słup powietrza od górnego poziomu komina do rusztów, palenisko, poziome kanały kotła, kanał dymowy kotłowni i komin (wysokości H m). Dla uproszczenia przyjmiemy, że wszystkie kanały przechodzą na jednym poziomie, a więc ciśnienie hydrodynamiczne rozpatrywać będziemy na pewnym średnim poziomie, jednakowym dla wszystkich trzech kanałów kotła i paleniska; ten sam poziom przyjmiemy i dla kanału, odprowadzającego gazy z pod kotła do komina (co stanowi pewne odchylenie od rzeczywistości)[5]).

---

[1]) E. Péclet. Traité de la Chaleur wyd. 3 Paris 1860 tom I rozdz. 3 (str 184 i nast).

H. von Reiche, Anglage und Betrieb der Dampfkessel I tom 3 wyd. Leipzig 1886. Rozdział 5, str. 57 i nast. W języku polskim teorję Reichego czytelnik znajdzie w pracy wyżej wymienionego inż. F. Bogatki, „Spalanie pod kotłami syst. Fairbairn'a".

[2]) Teorja ta podana została w dziełkach prof. Blachera w jezyku rosyjskim: „Tiepłota w zawodskom diele (Ryga 1905) i „Elementy topocznoj tiechniki i tiepłosiłowogo choziajstwa" (Ryga 1925 str. 37—43).

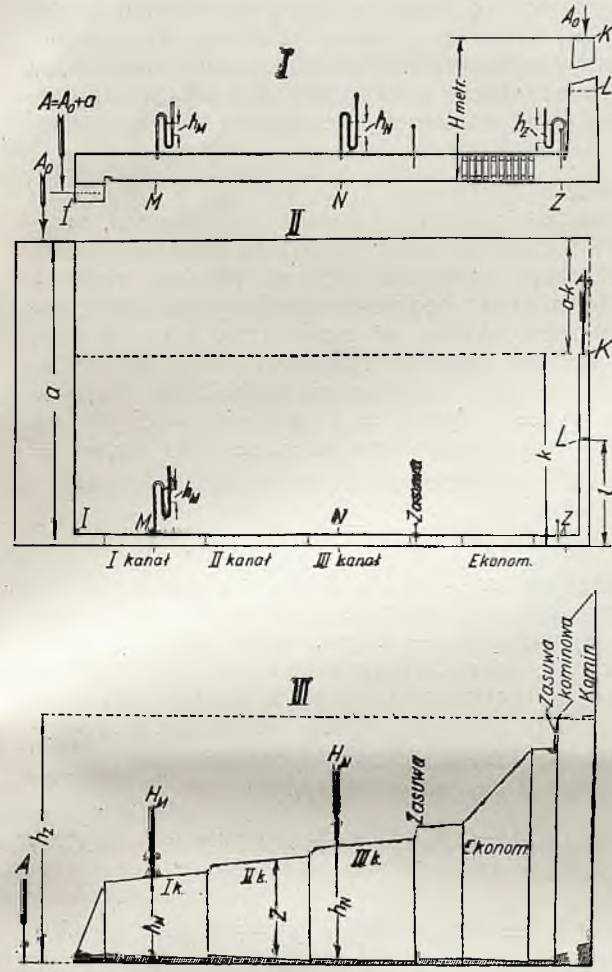
[3]) Teorję swoją prof. Grum Grymajło i Jeśman ogłosili początkowo (jeszcze przed wojną) w szeregu artykułów drukowanych w czasopismach metalurgicznych, Niedawno powtórzona ona została w dziele prof. Gr. Grzy. majły: „Płamiennyje pieczi" (Moskwa 1925). Skrót tej teorji znajdujemy w podręczniku docenta Zalesskiego „Zawodskije topki i pieczi" (Moskwa, Leningrad 1926)'

[4]) Do teorji Gruma Grzymajły mam zamiar powrócić w artykule następnym.

[5]) Które, jak przekonamy się dalej, w danym wypadku niema praktycznego znaczenia.

Układ taki wyobraża nam rys. 3 I.

Układ gazowy zastępujemy układem wodnym (rys. 3 II), który stanowią następujące trzy części składowe:



Rys. 3.

1) Duży zbiornik wody wysokości *a mm*. Ciśnienie hydrostatyczne na dno zbiornika wynosi $a\,mm \times \triangle \frac{mgr}{mm^3} = a \triangle \frac{mgr}{mm^2} =$

$$= a \triangle 100 \frac{mgr}{cm^2} = \frac{a \triangle}{10} \frac{gr}{cm^2} = a \triangle \frac{kg}{m^2}$$ (gdzie $\triangle \frac{mgr}{mm^3} = \triangle \frac{gr}{cm^3} = \triangle \frac{kg}{litr}$ ciężar właściwy wody; ciśnienie to równa się ciśnieniu słupa powietrza wysokości *H* metrów o ciężarze właść.

$$\gamma_p \frac{kg}{m^3} = \gamma_p \frac{gr}{litr} = \gamma_p \frac{mgr}{cm^3};$$ a zatem

$$a \triangle \frac{mgr}{mm^2} = H\gamma_p \frac{m \cdot mgr}{cm^3} =$$

$$= H\gamma_p 100 \frac{cm \cdot mgr}{cm^3} = H\gamma_p \frac{mgr}{mm^2},$$ skąd

$$a_{mm} = H\gamma_p : \triangle = \infty\ 1{,}3\ H_{mm}$$

(gdzie *H* wyrażamy w *metrach*).

2. Rura pozioma odpowiadająca kanałom kotła parowego z 3) pionowem kolanem wysokości *k mm*. Kolano to odpowiada słupowi gazów w kominie a zatem $k\,mm = H\gamma_k : \triangle$ gdzie *H* w metrach wysokość komina, γ_k przeciętny ciężar właściwy gazów w kominie (nprz. $\gamma_k = 0{,}65$, a wtedy $k\ mm = 0{,}65\ H$). Ciśnienie atmosfery na powierzchnię wody w zbiorniku i u wylotu z rury pionowej zakładamy takie same jak i na górnym poziomie komina, t. j. równe A_0.

Zakładamy pełną analogję w obu układach, która polega na założeniu, że każdemu przekrojowi kanałów lub komina odpowiada pewien ściśle określony przekrój w rurze wodnej: zarówno *ciśnienia hydronamiczne* (*p*) jak i opory hydrauliczne w obu układach są jednakowe.[2])

Nie wynika stąd bynajmniej, by i prędkości w odpowiednich miejscach obydwuch układów były jednakowe. Jeżeli ciężar właściwy wody mierzony w tych samych jednostkach co i (γ_g) ciężar właściwy gazów oznaczymy przez γ_w (a więc $\gamma_w = 1000\ kg/m^3 = 1000\ gr/litr$ i t. d.), to dla odpowiednich miejsc w kanałach i w rurze poziomej naszych dwóch układów otrzymamy dwa analogiczne równania.

dla układu gazowego

$$dp + \gamma_g\, d\, \frac{w^2}{2g} + \gamma_g \frac{w^2}{2g}\, d\, \zeta_g = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (3a)$$

dla układu wodnego

$$dp + \gamma_w\, d\, \frac{c^2}{2g} + \gamma_w \frac{c^2}{2g}\, d\, \zeta_w = 0 \ . \quad (26)$$

gdzie *w* prędkość przepływu gazów spalinowych, a *c* — prędkość przepływu wody w fikcyjnym układzie wodnym. Ciśnienia *p* zmieniają się w miarę przepływu gazu lub wody i jak zaznaczyłem wyżej, założyliśmy, że każdemu ciśnieniu w układzie gazowym odpowiada takie same ciśnienie *p* w układzie wodnym; możemy zatem przyjąć, że i *dp* będą w układach jednakowe. Opory hydrauliczne w obydwóch układach dobraliśmy równe:

[2]) Ciągomierze pokazują próżnię „manometryczną" t. j. różnicę pomiędzy ciśnieniem zewnętrznem — atmosferycznem (w danem miejscu) i ciśnieniem hydrodymicznem w badanem miejscu cieczy lub gazu. Dla *poziomych* kanałów układu gazowego (I) i rury poziomej układu woddnego (II) wskazania te wzięte w odpowiednich miejscach (nprz. dla punktu M rys. 3 I — II) będą jednakowe. To samo można powiedzieć o kominie i kolanie pionowem układu wodnego, o ile wyjaśnimy bliżej „miejsca odpowiednie".

$$\gamma_g \frac{w^2}{2g} d\zeta_g = \gamma_w \frac{c^2}{2g} d\zeta_w;$$

a zatem powinniśmy założyć, że

$$\frac{w^2}{2g} \gamma_g = \frac{c^2}{2g} \gamma_w \quad . \quad . \quad . \quad (27),$$

t. j., że ciśnienia, odpowiadające energji kinetycznej gazów i wody w obydwóch układach są jednakowe, a prędkości w układzie gazowym (w) i w układzie wodnym (c) mają się do siebie, jak pierwiastki kwadratowe z objętości właściwych ($\sqrt{1 : \gamma_g}$ do $\sqrt{1 : \gamma_w}$), czyli $w : c =$ $= \sqrt{\gamma_w : \gamma_g}$ (28), skąd $c = w\sqrt{\gamma_g : \gamma_w}$. (28a) [1])

Obliczmy ciśnienie, odpowiadajace energji kinetycznej gazów, uchodzących z komina. Przyjmujemy (dla temper. tych gazów = około 300^0 *C*) $\gamma_{gk} = 0{,}65\ kg/m^3$, $w_k = 7\ m/sek$, $2g =$ $= 20\ m/sek^2$, a wtedy $w_k{}^2\ \gamma_{gk} : 2g = \infty\ 1{,}6$ $mgr/mm^2 = 1{,}6\ kg/m^2$, t. j. równa się hydrostatycznemu ciśnieniu słupa wody o wysokości 1,6 *mm*. U dołu komina szybkości są mniejsze, naprz. 4 *m/sek*, a wtedy ciśnienie odpowiedniej energji kinetycznej równa się ciśnieniu około 0,52 *mm* słupa wody. A zatem układ wodny powinniśmy zaprojektować w taki sposób, by wysokość wylotowa c_k odpowiadała równaniu (27), t. j. $c^2{}_k\ \gamma_w : 2g = 1{,}6\ kg/m^2$, lub równ. (28a), skąd $c = \infty\ 0{,}2\ m/sek$, a u wlotu do komina około $^1/_{10}$ *m/sek*. Są to szybkości praktykowane w aparatach przemysłowych. Dla układu wodnego odpowiednie wartości energji kinetycznej wody wynosić będą: $c^2 : 2g = 1{,}6\ kg/m^2 : 1000\ kg/m^3 =$ $= 1{,}6\ mm$, a u wlotu do rury pionowej 0,52 *mm*.

Jak mówiliśmy wyżej, pozioma rura wodna (rys. 3II) odpowiada kanałom kotła parowego. Szybkości w tych kanałach wynoszą 2—3 *m/sek*, temperatury 1100—300°C, a zatem ciężary właściwe (przyjmując dla temp. 0°C—$\gamma_0 = 1{,}3\ kg/m^3$) wahają się od 0,26 do 0,65 kg/m^3, a odpowiednie ciśnienia energji kinetycznej nie będą przekraczały 0,3 *mm* słupa wody. Szybkość przepływu powietrza przez ruszta (nie zanieczyszczone popiołem i żużlem) wynosi 1 — 2 *m/sek*, a zatem ciśnienie odpowiadające energji kinetycznej powietrza, wchodzącego do paleniska, nie przekracza 0,25 *mm* słupa wody.

Opory hydrauliczne w rzeczywistości stanowią pewną bliżej nam nieznaną funkcję szybkości gazów lub wody. Jak powiedziałem wyżej, hydromechanika techniczna przyjmuje, że opory te są proporcjonalne do energji kinetycznej. Dla gazów, ogrzewających kocioł parowy, są one w sumie znacznie większe od owej energji kinetycznej. Na opory te składają się 1) opory specjalne—opory na rusztach, opory spowodowane ekonomizerem i t. p. i 2) opory zwykłe — tarcie o ściany kanałów, zmiana kierunku gazów i t. p., wreszcie 3) opory sztucznie stworzone—zasuwy w kanałach, drzwiczki popielnikowe it. p., W sumie opory te wynoszą kilkanaście milimetrów słupa wodnego, a czasami i więcej.

A zatem, myśląc i mówiąc o rzeczywistym układzie gazowym, t. j. mówiąc o zjawiskach w prądzie powietrza i gazów spalinowych, przepływających w naszej instalacji kotłowej (schematycznie przedstawionej na rys 3 I), zjawiska te formułować będziemy dla fikcyjnego, t. j. zastępczego układu wodnego (rys. 3 II). A więc do zakładu tego możemy zastosować prawo Daniela Bernoulli'ego w formie technicznej. Oznaczmy $\triangle = 1\ kg/lit = 1\ gr./cm^3$ — ciężał wł. wody (dla odróżnienia od $\gamma_w = 1000\ kg/m^3 =$ $= 1000\ gr/litr.$);

$$p_x \frac{mgr}{mm^2} : \triangle \frac{mgr}{mm^3} = H_x\ mm$$ z odpowiednim znaczkiem (x — M, N, Z i t. p.) będzie to ciśnienie hydrodynamiczne przeliczone na milimetry słupa wodnego — t. zw. wysokość „pjezometryczna"; opory hydrauliczne od punktu I (t. j. od wlotu powietrza pod ruszta do punktu M—przez Z_M i t. p. Stosując prawo Bernouilliego, otrzymymamy szereg równań:

Na dnie zbiornika wody

$$A = A_0 + a + (c_0{}^2 : 2g) = \quad . \quad (29)$$

w punkcie M

$$= H_M + (c^2{}_M : 2g) + Z_M = \quad . \quad (30)$$

w punkcie N

$$= H_N + (c^2{}_N : 2g) + Z_N = \quad . \quad (31)$$

u zasuwy [1])

$$= H_z + (c^2{}_z : 2g) + Z_z = \quad . \quad (32)$$

w dowolnym punkcie komina

$$= H_L + (c^2{}_L : 2g) + Z_L + l = . \quad (33)$$

u wylotu z komina

$$= H_K + (c^2{}_K : 2g) + Z_K + k \ . \quad (34)^2)$$

Z równ. (29) i (34) wynika, że

$$A_0 + a + (c^2{}_0 : 2g) = H_K + (c^2{}_K : 2g) + Z_K$$

*) Dla komina i kolana pionowego w równ. (3*a*) i (2*b*) należy uwzględnić wysokości „niwelacyjne" Z_g i Z_w, a więc $\gamma_g Z_g = \gamma_w Z_w$

[1]) Zależnie od tego, gdzie wybierzemy punkt Z — przed zasuwą lub za zasuwą.

[2]) W równaniach tych a wyrażamy w milimetrach słupa wodnego, H_x w milimetrach, a więc i energję kinetyczną ($c^2 : 2g$) wyrażać powinniśmy w milimetrach.

Dla dużego zbiornika, jak mówiliśmy $c^2_0 : 2g = \infty 0$, ciśnienie hydrodynamiczne u wylotu z komina $H_K = A_0$ ciśnieniu atmosfery na wysokości komina, a więc

$$a - k = (c^2_K : 2g) + Z_k \quad . \quad . \quad (35)$$

Różnica słupów wodnych „zastępczych" dla powietrza (a) i gazów w kominie (k) idzie na wytworzenie energji kinetycznej („zastępczej") gazów wylotowych i na przezwyciężenie oporów hydraulicznych.

Zależności te poglądowo wyraża nam rys. 3 III [3]).

U dołu — wysokości pól zakreskowanych oznaczają energję kinetyczną $c^2 : 2g$, od pól tych do linji łamanej — opory hydrauliczne Z, powyżej H_x — absolutne ciśnienia hydrodynamiczne zaznaczone strzałkami bez skali.

(d. c. n.)

[3]) Skale na rysunku tym nie są konsekwentnie zachowane, aby nie utrudniać odczytywania rysunku.

Dr. Inż. TADEUSZ NIEMCZYNOWSKI.

O PALNIKACH ATMOSFERYCZNYCH.

(Por. *Techn. Cieplna* 1929, 155 str.).

III. Regulacja palników gazowych.

Na podstawie powyżej wyprowadzonych wzorów, zwłaszcza (7) i (18) można przystąpić do rozwiązania całego szeregu zagadnień, i to zagadnień zarówno czysto teoretycznych, laboratoryjnych, jak i takich, jakie wprost nasuwa technika praktyczna.

Palniki gazowe znajdują zastosowanie głównie w dwuch wypadkach: przy ogrzewaniu kotłów oraz przy ogrzewaniach technologicznych. Ogrzewanie domowe wyłączam jako niemające zakroju przemysłowego.

Zależnie od rodzaju ogrzewania, płomień, jaki daje nam palnik, musi odpowiadać odmiennym warunkom.

O ile przy piecach technologicznych, hartowniczych, do ogrzewania tygli, topienia szkła i t. p. płomień musi być krótki, zwarty, często dmuchawkowy, spalanie musi się kończyć wewnątrz płomienia, o tyle przy kotłach i podobnych urządzeniach ogrzewniczych niema konieczności spalania skupionego, przeciwnie, jest nawet ze względu na omurowanie lepiej, o ile spalenie odbywa się leniwie, o ile płomień jest długi, byleby tylko spalanie kończyło się wewnątrz komory paleniskowej i było zupełne.

Istotnym celem palnika jest więc danie odpowiedniego płomienia.

Nasuwa się tu jednak zasadnicze pytanie, czy można palnik traktować niezależnie od paleniska. Kształt płomienia bowiem zależy przedewszystkiem od sposobu dopływu powietrza drugorzędnego: jeżeli powietrze to dopływa w sposób intensywny, płomień się skraca, o ile powietrza dopływa mało, płomień się wydłuża.

Odpowiedzieć można w sposób jednoznaczny na powyższe pytanie, o ile palnik traktować się będzie nie jako urządzenie do spalania, ale jako aparat do wprowadzenia do komory paleniskowy odpowiedniej ilości G_0 mieszanki o nadwyżce σ, wypływającej z prędkością w_0. Uzyskuje się przez ściśle oddzielenie płomienia wraz z komorą spalinową z jednej strony od palnika, z drugiej od urządzenia ogrzewniczego.

Można sobie bowiem wyobrazić, że paliwo doprowadzamy nie palnikiem, lecz przy pomocy jakiegokolwiek urządzenia, np. umieszczając go z powietrzem w zbiorniku i wdmuchując do paleniska wentylatorem. Jeżeli wartość G_0, σ i w_0 nie ulegną zmianie, spalenie i kształt płomienia przy takiem urządzeniu niczem się różnić nie będą od spalania przy pomocy palnika.

Za wielkości charakteryzujące palnik będziemy więc w dalszym ciągu uważać następujące:

1. ilość gazu, dostarczonego przez palnik G *kg/sek.*
2. stosunek ilości powietrza nassanego przez 1 *kg* gazu czyli w skróceniu stosunek powietrza σ.
3. prędkość wypływu z nasądki w_0 *m/sek.*

Regulacja palnika polega na zmianie jednej z powyższych wielkości przez zmianę wielkości drugiej, jak np. otwarcie klap, wentyli i t. p.

Zależności funkcyjne powyższych wielkości nazywamy charakterystykami palnika.

Za zmienne niezależne uważamy

1. skład gazu
2. ciśnienie gazu przed dyszą p_3.
3. wielkość otworu dyszy F_1 oraz
4. wielkość otworu dla dopł. powietrza F_2.

Wszystkie inne, jak np. ilość gazu, prędkość wypływu gazu z dyszy, depresja w mieszalniku są zależne od wyżej wymienionych.

Ostatecznie będziemy uważali za charakterystyki palnika następujące zależności funkcyjne:

1. $G = f\,(p_3, F_1)$

Zależność ilości gazu wypływającego od

α) ciśnienia gazu przed dyszą p_3 (regulacja przez dławienie ciśnienia),

β) wielkość otworu dyszy F (regulacja przez przymykanie otworu dyszy).

Charakterystykę powyższą nazywać będziemy charakterystyką obciążenia.

2. $\sigma = f\ (p_3,\ F_1,\ F_2,)$

Zależność stosunku powietrza od

α) ciśnienia gazu p_3.

β) otworu dyszy F

γ) otworu klapy powietrznej F_2 (regul. spalania przez otwieranie klapy).

Charakterystyki tej nie będziemy badali wprost w zależności od przekrojów, lecz w funkcji stosunków przekrojów

$$\sigma = f\ (p_3,\ m,\ n,\ \delta).$$

Nazywać ją będziemy charakterystyką powietrza.

3. $w_0\ f\ (p_3,\ m,\ n,\ \partial)$ lub $= f_1\ (w,\ \sigma)$.

Zależność prędkości wypływu mieszanki w_0 od danych konstrukcyjnych lub od nadwyżki powietrza i prędkości wypływu gazu z dyszy.

Jestto t. zw. charakterystyka płomienia.

A. Określenie charakterystyki obciążenia.

Jak powiedzieliśmy powyżej, za charakterystykę obciążenia uważać będziemy zależności ilości wypływającego gazu od:

1. składu gazu dopływającego,
2. ciśnienia w przewodzie p_3,
3. wielkości przekroju F.

Ilość gazu wypływającego w sekundzie przez otwór o powierzchni $F m^2$ określa się wzorem:

$$G = F \sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} p_3\, \gamma_3 \left[\left(\frac{p_x}{p_3}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{p_x}{p_3}\right)^{\frac{\varkappa + 1}{\varkappa}}\right]}$$

Wzór ten jest ważny dla wypływu bez strat.

1. Ażeby uchwycić zależność ilości wypływającego gazu od jego składu zakładam, że gaz nasz składa się tylko z dwu składników. metanu CH_4 i powietrza, co jest dopuszczalne w pierwszem przybliżeniu ze względu na niewielką zawartość węglowodorów ciężkich.

Skład gazu jest więc:

$$x\, CH_4 + (1 - x) \text{ pow. \% objęt.}$$

α) Ciężar właściwy mieszaniny

$$\gamma_3 = x\, \gamma_m + (1 - x)\, \gamma \text{ pow.}$$

$$= x \frac{p_3}{R_m . T_3} + (1 - x) \frac{p_3}{R_p . T_3}$$

$$R_m = 52{\cdot}81 \quad R_p = 29{\cdot}27.$$

Po podstawieniu

$$\gamma_3 = \frac{p_3}{T_3}\ [341{,}6 - 152{,}2x]\ \ p_3 \text{ w } kg/cm^2$$

$$\gamma_3 = \frac{p_3}{T_3} \cdot \frac{341 . 6 - 152 . 2_x}{10000}\ \ p_3 \text{ w } kg/m^3$$

czyli m/m sł. w.

β) Wykładnik adjabaty mieszaniny

$$\varkappa = \frac{mc_p}{mc_p - 1{,}985},$$

przyczem m oznacza ciężar cząsteczkowy mieszaniny, a c_p ciepło właściwe przy stałem ciśnieniu.

$$mc_p = x . (mc_p)\ CH_4 + (1 - x)\ (mc_p)\ \text{pow.}$$

$$x . 8{,}31 + (1 - x)\ (6{,}86)$$

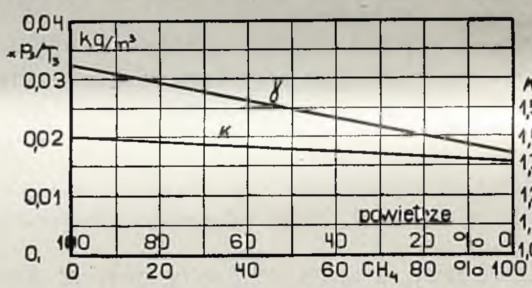
Po wyrachowaniu

$$\varkappa = \frac{1 . 34x + 6 . 86}{1 . 34x + 4 . 875}$$

Ze wzrostem ilości domieszanego do gazu powietrza zmieniają się ciężar właściwy i wykładnik adjabaty według rysunku

α) γ_3 rośnie ze wzrostem $(1-x)$ od $[0{\cdot}0173$ do $0{\cdot}0342]\ \frac{p_3}{T_3}$

β) $\varkappa$ rośnie ze wzrostem od 1.316 do 1.407.



Rys. 5. Zależność ciężaru właściwego i wykładnika adjabaty od składu gazu.

Ilość gazu określi się teraz wzorem

$$G = F\ \sqrt{2g}\ \sqrt{p_3\, \gamma_3}$$

$$\sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left[\left(\frac{p_x}{p_3}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{p_x}{p_3}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}}\right]}.$$

Podstawiamy za wyraz pod pierwiastkiem ψ, oraz wartość za γ_3

$$G = F\ \sqrt{2g} \cdot \frac{p_3}{100} \sqrt{\frac{341 \cdot 6 - 152 \cdot 2x}{T_3}}\ . \ \psi.$$

Ze wzrostem x maleje wyraz pod pierwiastkiem, maleje równocześnie wyraz ψ, tak, że w sumie, ilość gazu wypływającego będzie wzrastała ze wzrostem ilości powietrza domieszanego do gazu.

Dla orjentacji, o ile wzrośnie ilość gazu w wypadku największym (ciśnienia krytyczne)

i w wartościach granicznych (czysty metan i czyste powietrze) przeprowadziłem rachunek dla $\frac{p_x}{p_3} = 0{\cdot}546$.

Otrzymujemy wtedy

$$\frac{G_{pow}}{G_{CH_4}} = 1{\cdot}371.$$

Wzrost jest więc bardzo znaczny, bo wynosi przeszło jedną trzecią. Jestto bardzo ważne przy gazach borysławskich o nadzwyczajnie zmiennym składzie oraz o charakterystycznych korkach powietrznych, jakkolwiek stosunki nie są tak niekorzystne, ponieważ ciśnienie przed palnikami wynosi maksymalnie około 120 *m/m Hg*, a stosunek ciśnień wynosi 0.86 czy leży poniżej krytycznego 0.546.

2. Równą bolączką jak zmiana składu, jest i bezustanne wahanie ciśnienia. Daje się ono odczuć zarówno, gdy stosunek jest ponadkrytyczny, jak gdy leży poniżej krytycznego. W wypadku pierwszym, jak wiemy, ilość gazu wypływającego pozostaje niezależna od ciśnienia w mieszalniku p_x i równa

$$G = F\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}} \sqrt{\frac{2g\varkappa}{\varkappa+1}} \sqrt{p_3\, \gamma_3}$$

czyli po podstawieniu $\gamma_3 = \frac{p_3}{RT_3}$

$$G = p\ F \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}} \sqrt{\frac{2g\varkappa}{\varkappa+1}} \sqrt{\frac{1}{RT^3}}$$

Wynika z tego, że ilość gazu, wypływającego przy ciśnieniach ponadkrytycznych jest wprost proporcjonalna do ciśnienia w rurociągu.

Ponieważ ciśnienie w wylocie dyszy jest znacznie wyższe od ciśnienia w mieszalniku ($p_m = 0.528$ do 0.546 p_3 w wypadkach skrajnych: czyste powietrze i czysty metan), następuje gwałtowne uderzenie i drgania głosowe powodujące charakterystyczne dla niektórych palników huczenia [1]).

W wypadku ciśnień poniżej krytycznych ilość gazu wypływającego określa się wzorem

$$G = Fp_3 \sqrt{2g} \sqrt{\frac{1}{RT_3}}\, \psi$$

przyczem

$$\psi = \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} \cdot \sqrt{\left[\frac{p_x}{p_3}\right]^{\frac{2}{\varkappa}} - \left[\frac{p_x}{p_3}\right]^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}}}$$

Po podstawieniu odpowiednich wartości otrzymujemy dla wypadków skrajnych

czyste powietrze $G = 0{,}818 . \frac{F}{\sqrt{T_3}} . p_3\ \psi$

czysty metau: $G = 0{,}6082 . \frac{F}{\sqrt{T_3}} . p_3\ \psi$

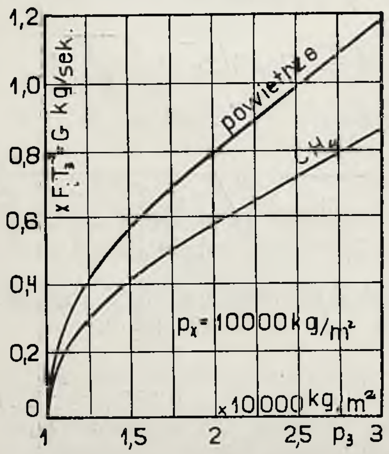
Po wyrachowaniu d a różnych $\frac{p_x}{p_3}$ oraz dla różnych p_3, jeżeli $p_x = 1$ *at* otrzymujemy następującą tabelkę i wykres (rys. 6).

[1]) Należy podkreślić, że huczenie palnika może mieć dwie przyczyny: albo wyżej opisany wypływ ponadkrytyczny z rozprężeniem w mieszalniku, albo też powstawanie wybuchowej mieszanki w płomieniu i drobne eksplozje w palniku. Przy palnikach borysławskich powodem huczenia jest ekspansja pary rozpylającej, wypływającej z ciśnieniem ponadkrytycznem.

TABELA 1.

$\frac{p_x}{p_3}$	p_3	Ψ	$x \frac{F}{\sqrt{T_3}} = G$	Uwagi	Ψ	$x \frac{F}{\sqrt{T_3}} = G$	Uwagi
		powietrze			metan		
1	1	0	0	poniżej kryt.	0	0	poniżej kryt.
0.9	1.11	0.2948	0.2676		0.2948	0.1990	
0.8	1.25	0.3948	0 4032		0.3904	0.2968	
0.7	1.428	0.4530	0.5296		0.4450	0.3874	
0.6	1.666	0.4780	0.6650		0.4686	0 4750	
0.546	1.831				0.4730	0.5271	
0.528	1.894	0.4840	0.7552	krytyczne	0.4730		krytyczne
	1	0.4840	0.7920	ponadkryt.	0.4730	0.5760	ponadkryt.
	4	0.4840	1.582	Ψ = Const.	0.4730	1.1481	Ψ = Const.
	kg/m^2		kg/sek	F w m^2 T_3 w ^{0} *abs.*		kg/sek	F w m^2 T_3 w ^{0} *abs.*

Z wykresów powyższych można wysnuć cały szereg wniosków. Widać przedewszyskiem znaczny wpływ składu gazu, co zresztą było dyskutowane na stronach poprzednich. Widać dalej, że obciążenie palnika wzrasta ze wzrostem ciśnienia gazu i to wzrasta zrazu bardzo gwałtownie, potem począwszy od ciśnień krytycznych, łagodniej i zupełnie proporcjonalnie. Wzrost ten będzie jeszcze gwałtowniejszy, jeśli uwzględni



Rys. 6. Wykres ilości gazu w zależności od ciśnienia w rurociągu.

się, że spółczynnik wypływu, przyjęty na wykresach jako równy jedności, w rzeczywistości zmienia się a mianowicie wzrasta wraz z prędkością wypływu.

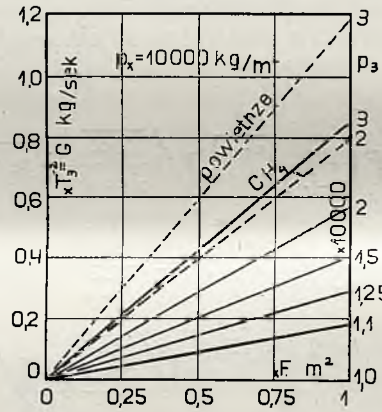
Pracowanie wysokiemi ciśnieniami gazu nie jest korzystne, ponieważ elastyczność palnika maleje. Elastyczność jest największą przy małych ciśnieniach. Palnik obliczony na nadciśnienie 50 *mm.* st. wody[1]) czyli 1.005 *atm.* daje podwójny wydątek gazu przy rozroście ciśnienia o 50 *mm.* Natomiast palnik, liczony na 1 *atm.* nadciśnienia czyli 2 *atm. abs* podwaja ilość dostatecznego gazu dopiero przy wzroście ciśnienia do 4 *ata* czyli o 2 *at* zarówno dla powietrza, jak i metanu. Różnica jest bardzo pokaźna.

[1]) Ciśnienie używane przy palnikach amerykańskich.

Wykres 6 wyjaśnia także, dlaczego palniki atmosferyczne nie chcą palić przy naszym gazie borysławskim abstrahując od szeregu błędów konstrukcyjnych powód leży również w silnem wahaniu ciśnienia, które powoduje, jak widzimy ogromne zmiany wydatku gazu.

Zakres regulacji mocy palnika przez dławienie gazu da się bez trudności odczytać z przytoczonych wykresów. Sięga on od granicy zakreślonej ciśnieniem gazu w rurociągu. Przez odpowiednie oznaczenie wzniosu wentyla regulującego lub z odczytów manometru za wentylem można przy pomocy podobnych wykresów odczytać przynajmniej w przybliżeniu każdoczasowe obciążenie.

3. Trzecim punktem nad którym przeprowadzimy dyskusję, jest regulacja palnika przy stałem ciśnieniu gazu przez zmniejszenie przekroju. Sposób ten jest bardzo rzadko spotykany przy gazowych palnikach atmosferycznych, częsty jest natomiast przy palnikach parowych i ropowych. Charakterystyka regulacji takiego palnika jest nadzwyczajnie prosta. Ponieważ ilość gazu wy-



Rys. 7. Wykres ilości gazów w zależności od otworu dyszy.

pływającego jest wprost proporcjonalna do wielkości przekroju F, charakterystyka ta przedstawi się linją prostą, o nachyleniu zależnem od p_3, przechodząca przez punkt zerowy układu $G - F$.

d. c. n.

OBLICZANIE GŁADKICH RUR CZWOROKĄTNYCH.

W numerze 143 oficjalnego dziennika „Deutscher Reichsanzeiger und Preussischer Staatsanzeiger" z dnia 22 czerwca b. r. ogłoszono zmiany istniejących niemieckich przepisów o materjałach i budowie kotłów parowych używanych na lądzie.

Istotną nowość w powyższych zmianach stanowi urzędowo zatwierdzony sposób obliczania gładkich rur czworokątnych, któremi w ostatnich czasach dość dużo zajmowano się w instytucjach badawczych i w literaturze[1]).

[1]) Mitteilungen des Kaiser-Wilhelm-Institutes für Eisenforschung. Rocznik 1927. Str. 295.

Archiv für Wärmewirtschaft u. Dampfkesselwesen artykuły E. Siebla, Rocznik 1927, Str. 139, Rocznik 1928, Str. 89.

Odnośny ustęp przepisu brzmi w dosłownem tłomaczeniu:

Największego naprężenia w gładkich rurach czworokątnych z szeregami nawierceń należy oczekiwać na brzegach, albo w linji środkowej poszczególnych nawierceń. Jako założenie przyjmuje się przytem, że króćce parowe są należycie wstawione, a więc, że ściana w tych miejscach jest należycie usztywniona. W rurach czworokątnych nienawierconych brzegi są miejscami najwięcej natężanemi.

Oznaczając:

s — grubość ścianki w *mm*,

$2m$ — szerokość w świetle boków nawierconych lub boków szerszych w *mm*,

$2n$ — szerokość w świetle węższych boków w *mm*,

p — największe dopuszczalne ciśnienie robocze w kg/cm^2,

K_z obliczeniową wytrzymałość użytego materjału w kg/mm^2,

x — pewną wielkość liczbową,

M_k — moment gnący występujący na brzegach na jednostkę długości i 100 kg/cm^2 nadciśnienia w mm^2,

M_b — moment gnący występujacy w linji środkowej nawierceń na 100 kg/cm^2 nadciśnienia w mm^2.

a — odstęp środka szeregów nawierceń od wewnętrznej powierzchni najbliższej ściany bocznej w *mm*,

t — podział nawierceń w *mm*,

d — średnicę nawierceń w *mm*,

φ, φ' — osłabienie w szeregach nawierceń, należy obliczać grubość ścianki według wzorów

$$s = \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \cdot \sqrt{m^2 + n^2} + \sqrt{6 \cdot M_k \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} \quad (1)$$

dla brzegów,

$$s = \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \cdot \frac{n}{\varphi} + \sqrt{6 \frac{M_b}{\varphi'} \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} \quad (2)$$

dla boków nienawierconych lub szerszych. Grubość ścianki musi być równa przynajmniej tej grubości, jaka jest konieczna na brzegach. Jeśli jest więcej różnorakich szeregów nawierceń, to należy obliczyć potrzebną grubość ścianki dla każdego szeregu. Dopuszczalne ciśnienie należy skontrolować podług wzorów:

$$p = \frac{100 \cdot K_z}{x} \cdot \frac{s^2}{6 \cdot M_k + s\sqrt{m^2+n^2}} \quad (3)$$

$$p = \frac{100 \cdot K_z}{x} \cdot \frac{s^2}{6 \cdot \frac{M_b}{\varphi'} + \frac{s \cdot n}{\varphi}} \quad (4)$$

Celem wyszukania momentu gnącego w natężanych przekrojach można się posługiwać graficzną metodą podaną przez Bacha i Baumanna w książce „Elastizität und Festigkeit", 9-te wydanie (1924), Str. 530/1. Dla rur czworokątnych o wszędzie jednakowej grubości ścianki, w granicach tolerancji, można obliczać momenty gnące podług następujących wzorów:

$$M_k = \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + n^3}{m + n} \text{ względnie } M_b = m \cdot a - \frac{1}{2} a^2 - \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + n^3}{m + n} \quad (5)$$

We wzorach 1 do 4 należy przyjmować:

$K_z = 36$ kg/mm^2 dla stali zlewnej o wytrzymałości 35 — 44 kg/mm^2

$K_z = 41$ kg/mm^2 dla stali zlewnej o wytrzymałości 41 — 50 kg/mm^2

$K_z = 44$ kg/mm^2 dla stali zlewnej o wytrzymałości 44 — 53 kg/mm^2

$K_z = 47$ kg/mm^2 dla stali zlewnej o wyrzymałości 47 — 56 kg/mm^2

$x = 4{,}0$ dla temperatur pary około 425° C.

Dla znacznie niższych temperatur, szczególnie jeśli rury czworokątne stykają się z gotującą się wodą, lub parą nasyconą, można zejść aż do $x = 3{,}5$.

$$\varphi = \frac{t - d}{t} \quad (6)$$

$$\varphi' = \frac{t - d}{t} \text{ dla nawierceń, w których } d < m \quad (7)$$

$$\varphi' = \frac{t - \frac{2}{3} d}{t} \text{ dla nawierceń, w których } m \leqq d < 1{,}3\, m \quad (8)$$

$$\varphi' = \frac{t - \frac{1}{3} d}{t} \text{ dla nawierceń, w których } d \geqq 1{,}3\, m \quad (9)$$

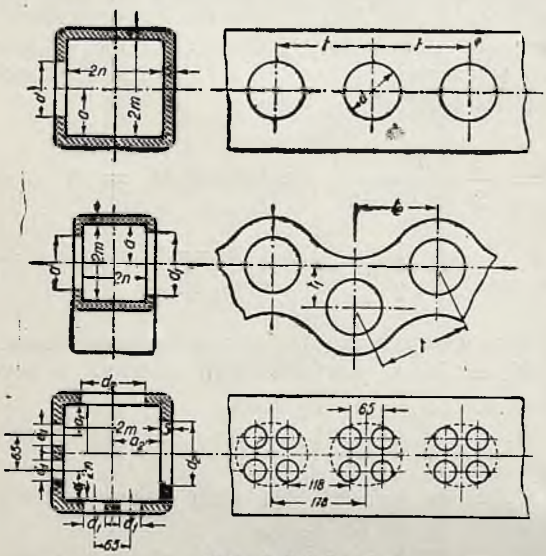
Jeśli odległości między nawierceniami nie są równe, to w równaniach dla obliczenia osłabienia, jako podział nawierceń (t), należy wstawić średnią arytmetyczną z nierównych podziałów następujących po sobie.

Aby na wewnętrznej stronie brzegów nie powstała niedopuszczalna zwyżka naprężenia, należy wszędzie uczynić zadość warunkowi:

$$r > \frac{1}{3} s > 8 \text{ mm}, \quad (10)$$

przyczem miarodajną jest średnia arytmetyczna z nominalnych grubości ścianek leżących po obu bokach brzegów.

Dla ułatwienia stosowania powyższego sposobu obliczenia podaję poniżej kilka przykładów przeliczenia komór kotła wodnorurkowego, przeprowadzonego w myśl powyższych wskazówek [1]).



Rys. 1, 2 i 3.

Przykład 1 (rys. 1). Komora niefalowana z materjału o wytrzymałości $R=41 - 47\ kg/mm^2$, zatem $K_z = 41\ kg/mm^2$. Ponieważ komora jest szlamownikiem więc $x = 3,5$

$2\,m = 178\ mm$

$2\,n = 178\ mm$

$p = 25\ atn$

$a = 89\ mm$

$t = 178\ mm$

$d = 103\ mm$, gdyż średnica zewnętrzna rur $= 102\ mm$

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{178-103}{178} = 0,42$$

ponieważ $m < d < 1,3\ m$ bo $89 < 103 < 115,7$, zatem dla danego wypadku stosuje się

$$\varphi' = \frac{t - \frac{2}{3}d}{t} = \frac{178 - \frac{2}{3}103}{178} = 0,61$$

$$M_k = \frac{1}{3}\cdot\frac{m^3+n^3}{m+n} = \frac{1}{3}\cdot\frac{89^3+89^3}{89+89} = 2640\ mm^2$$

$$M_b = m\,.\,a - \frac{1}{2}a^2 - \frac{1}{3}\frac{m^3+n^3}{m+n} =$$

$$= 89^2 - \frac{89^2}{2} - 2640 = 1320\ mm^2$$

a stąd grubości ścianki dla brzegów

$$s = \frac{p\,.\,x}{200\,.\,K_z}\sqrt{m^2+n^2} +$$

$$+ \sqrt{6\,M_k\frac{p\,.\,x}{100\,.\,K_z}} = \frac{25\,.\,3,5}{200\,.\,41}\sqrt{2\,.\,89^2} +$$

$$+ \sqrt{6\,.\,2640\frac{25\,.\,3,5}{100\,.\,41}} = 19,8\ mm$$

zaś grubość ścianki dla boków nawierconych

$$s = \frac{p\,.\,x}{200\,.\,K_z}\cdot\frac{n}{\varphi} + \sqrt{6\frac{M_b}{\varphi'}\cdot\frac{p\,.\,x}{100\,.\,K_z}} =$$

$$= \frac{25\,.\,3,5}{200\,.\,41}\cdot\frac{89}{0,42} + \sqrt{6\frac{1320}{0,61}\cdot\frac{25\,.\,3,5}{100\,.\,41}} =$$

$= 19\ mm.$

Przykład 2. (rys. 2) Komora falowana sekcji kotła wodnorurkowego z materjału jak w przykładzie 1-szym, zatem $K_z = 41\ kg/mm^2$, zaś $x = 3,5$ gdyż temperatura pary wynosi 225° C.

$2\,m = 140\ mm$

$2\,n = 115\ mm$

$a = 70\ mm$

$p = 25\ atn$

$K_z = 41\ kg/mm^2$

$x = 3,5$

$t_1 = 76,2\ mm\ \ t_2 = 152,4\ mm$

$d = 103\ mm$, $d_1 = 120\ mm$ (zawór wyczystkowy ma wymiary 105/120)

$$t = \sqrt{t_1^2 + t_2^2} = \sqrt{76,2^2 + 152,4^2} = 171\ mm$$

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{171-120}{171} = 0,29$$

ponieważ $d > 1,3\ m$ bo $103 > 1,3\,.\,70$ zatem dla danego przypadku stosuje się

$$\varphi' = \frac{t - \frac{1}{3}d}{t} = \frac{171 - \frac{1}{3}103}{171} = 0,8$$ po stronie opłomek,

ponieważ zaś $d_1 = 120\ mm > 1,3\ m$ zatem analogicznie

$$\varphi'_1 = \frac{t - \frac{1}{3}d_1}{t} = \frac{161 - \frac{1}{3}120}{171} = 0,765$$ po stronie zaworów wyczystkowych

$$M_k = \frac{1}{3}\cdot\frac{m^3+n^3}{m+n} = \frac{1}{3}\cdot\frac{70^3+57,5^3}{70+57,5} = 1400\,mm^2$$

[1]) Wzory obliczeniowe zostały dla Niemieckiej Komisji Kotłowej opracowane przez p. Dr. inż. E. Siebel'a z „Kaiser-Wilhelm-Institut für Eisenforschung" i p. Siebel, na zapytanie Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, wyjaśnił pewne niejasności przepisu, co zostało w niniejszych przykładach uwzględnione.

$$M_b = m \cdot a - \frac{1}{2} a^2 - \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + n^3}{m + n} = 70 \cdot 70 - \frac{1}{2} 4900 - 1400 = 1050 \ mm^2$$

stąd grubość ścianki dla brzegów

$$s = \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \sqrt{m^2 + n^2} + \sqrt{6 \, M_k \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} = \frac{25 \cdot 3,5}{200 \cdot 41} \sqrt{70^2 + 57,5^2} + \sqrt{6 \cdot 1400 \, \frac{25 \cdot 3,5}{100 \cdot 41}} = 14,4 \ mm$$

a grubość ścianki dla boków nawierconych

$$s = \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \cdot \frac{n}{\varphi} + \sqrt{6 \, \frac{M_b}{\varphi'} \cdot \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} = \frac{25 \cdot 3,5}{200 \cdot 41} \cdot \frac{57,5}{0,29} + \sqrt{6 \, \frac{1050}{0,765} \cdot \frac{25 \cdot 3,5}{100 \cdot 41}} = 15,36$$

zatem ścianka powinna posiadać grubość conajmniej 15,5 *mm.*

Przykład 3. (rys. 3) Komora przegrzewacza z materjału jak w poprzednich przykładach, dla pary przegrzanej o temperaturze 425° C, zatem $x = 4$

$2m = 178 \ mm$
$2n = 178 \ mm$
$p = 25 \ atn$
$K_z = 41 \ kg/mm^2$
$x = 4$
$a_1 = 56,5 \ mm$
$a_2 = 89 \ mm$
$d_1 = 41 \ mm$
$d_2 = 120 \ mm$ (otwór wyczystkowy 105/120 *mm*).

Ponieważ odległości między nawierceniami są nierówne, zatem jako podział (t) przyjmujemy średnią arytmetyczną z nierównych podziałów, następujących po sobie, a jednocześnie uwzględniając, że po stronie rur przegrzewacza $d_1 < m$ bo $41 < 89$ otrzymamy

$$\varphi_{śr} = \varphi'_{śr} = \frac{\frac{60 + 118}{2} - 41}{\frac{60 + 118}{2}} = 0,539$$

natomiast po stronie otworów wyczystkowych, ponieważ $d > 1,3 \ m$ bo $120 > 115,7$ otrzymujemy

$$\varphi = \frac{178 - 120}{178} = 0,326$$

$$\varphi' = \frac{t - \frac{1}{3} d}{t} = \frac{178 - \frac{1}{3} 120}{178} = 0,775$$

$$M_k = \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + n^3}{m + n} = \frac{1}{3} \cdot \frac{2 \cdot 89^3}{2 \cdot 89} = 2640 \, mm^2$$

$$M_b = m \cdot a - \frac{1}{2} a^2 - \frac{1}{3} \frac{m^3 + n^3}{m + n} = 89^2 - \frac{1}{2} 89^2 - 2640 = 1320 \ mm^2$$

stąd grubość ścianki dla brzegów

$$s = \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \sqrt{m^2 + n^2} + \sqrt{6 \, M_k \, \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} = \frac{25 \cdot 4}{200 \cdot 41} \sqrt{2 \cdot 89^2} + \sqrt{6 \cdot 2640 \, \frac{25 \cdot 4}{100 \cdot 41}} = 21,3 \ mm$$

zaś grubość ścianki dla boków nawierconych:
po stronie otworów wyczystkowych

$$s = \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \cdot \frac{n}{\varphi} + \sqrt{6 \, \frac{M_b}{\varphi'} \cdot \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} = \frac{25 \cdot 4}{200 \cdot 41} \cdot \frac{89}{0,326} + \sqrt{6 \, \frac{1320}{0,775} \cdot \frac{25 \cdot 4}{100 \cdot 41}} = 19.11 \ mm$$

a po stronie nawierceń na rury przegrzewacza

$$s = \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \cdot \frac{n}{\varphi} + \sqrt{6 \, \frac{M_b}{\varphi'} \cdot \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} = \frac{25 \cdot 4}{200 \cdot 41} \cdot \frac{89}{0,539} + \sqrt{6 \, \frac{792}{0,539} \cdot \frac{25 \cdot 4}{100 \cdot 41}} = 16,67 \ mm$$

bo $M_b = m \cdot a - \frac{1}{2} a^2 - \frac{1}{3} \frac{m^3 + n^3}{m + n} = 89 \cdot 56,5 - \frac{1}{2} 56,5^2 - 2640 = 792 \ mm^2$

zatem najmniejsza grubość ścianki powinna wynosić 21,5 *mm.*

We wszystkich wypadkach należy następnie sprawdzić dopuszczalne ciśnienie według wzorów (3) i (4) oraz przekonać się czy warunek pod (10) jest zachowany.

Inż. *K. B.*

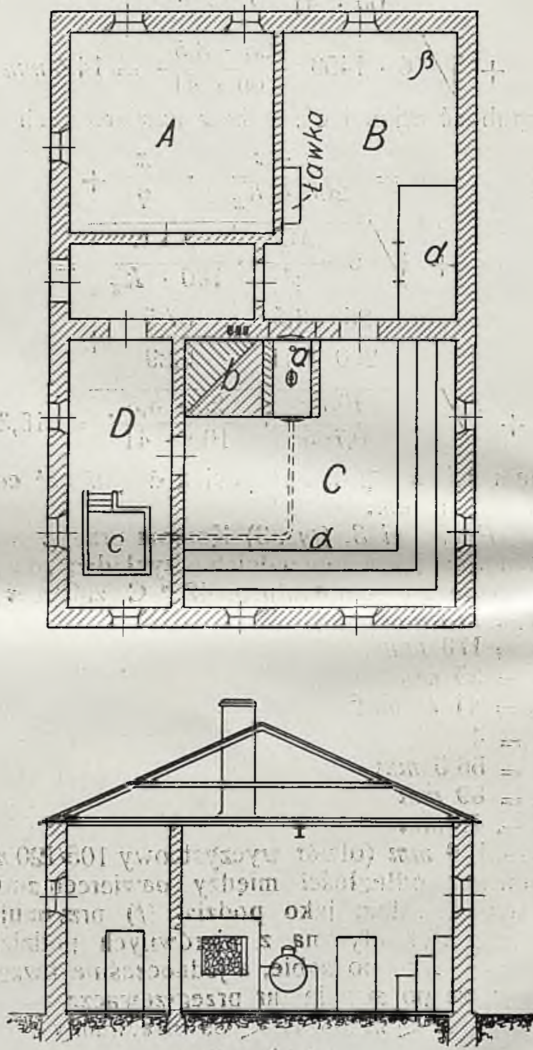
A. KOZŁOWSKI, INŻ.

WYBUCH KOTŁA ŁAŹNI w ANNOPOLU.

Dnia 2 sierpnia r. b. mieszkańcy niedużego miasteczka Annopol, pow. Janowskiego, Województwa Lubelskiego, pomiędzy godziną czwartą a piątą rano zostali obudzeni silną detonacją, która wstrząsnęła murami małych domków i wyrwała szyby w wielu oknach. Przerażeni mieszkańcy powybiegali z domów i w pierwszej chwili po wybuchu, mogli tylko zaobserwować tuman kurzu z cegły i wapna, który jakby mgłą przykrył dzielnicę, w której mieściła się łaźnia żydowska. Po jakimś czasie wykryto przyczynę tej silnej detonacji: zerwany dach i rozwalona ściana łaźni były dowodem dostatecznie dobitnym, aby stwierdzić, że tutaj właśnie zaszedł wypadek wybuchu. I kiedy przerażeni przedstawiciele gminy żydowskiej oraz władze policyjne wkroczyły do łaźni, zastały tam wśród rumowisk i kłębów pary rozerwany kocioł parowy i dwie jęczące kobiety, z których jedna-palacz, winowajczyni tego zajścia, była już w agonji, a druga, znana w miasteczku nieszkodliwa chora umysłowo, ciężko poparzona.

O wybuchu kotła w pomienionej łaźni Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie dowiedziało się z krótkiej notatki w dziale kroniki wypadków z gazet. Żadnego zawiadomienia o wybuchu kotła ani Dozór Kotłów, ani władze przemysłowe Województwa nie otrzymały. Kiedy inżynier Stow. D. K. pojechał na miejsce dopiero dnia 30 sierpnia, t. j. po upływie prawie miesiąca od dnia wypadku, zastał na miejscu już rozpoczęte roboty w celu naprawienia budynku: rozpoczęta była również budowa dachu, wstawione szyby, usunięte gruzy koło budynku i t. d., zachowało się jednak jeszcze miejsce samego wybuchu w takim stanie, jaki był zaraz po wypadku. Według zebranych na miejscu informacji, oraz dokonanych pomiarów i zdjęć fotograficznych, całe zajście miało przebieg następujący: Łaźnia gminy żydowskiej mieściła się w parterowym z cegły domku o czterech ubikacjach i korytarzu (patrz rys. 1). W pierwszym pokoju na lewo od wejścia (A) mieszkał stróż z rodziną, dalej, prosto z korytarza, wchodziło się do pomieszczenia (B), które służyło za rozbieralnię i jednocześnie za skład opału (zagroda-d) oraz na miejsce pobytu palacza, ponieważ tam było palenisko kotła (a); gazy z paleniska ogrzewały jednocześnie piec napełniony kamieniami (b), do wytwarzania pary w pomieszczeniu łaźni parowej (C), które posiadało półki wzdłuż dwóch ścian; z tego pomieszczenia wchodziło się do czwartej ubikacji (D), pośrodku której znajdował się w ziemi basen, ocembrowany cementem, tak zw. „mykwa" (c), służąca do rytualnych obmywań.

Kocioł parowy, który wytwarzał parę specjalnie tylko do „mykwy", zbudowany był kilka tygodni temu przez domorosłych kotlarzy z blachy miedzianej („aby mniej wychodziło opału"), w formie beczki z włazem u góry do czyszczenia. Średnica walczaka wynosiła 940 *m/m*; długość walczaka 2000 *m/m*; grubość ścianek 4 *m/m*; a lekko wypukłych den — 2,5*m/m* (dna były

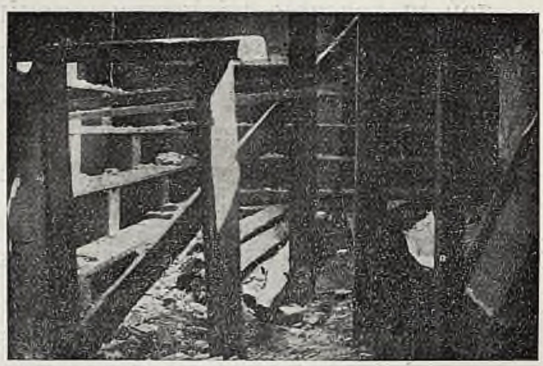


Rys. 1 i 2.

wzięte z poprzedniego kotła, „bo były zupełnie dobre"); nitowanie podłużne i środkowe poprzeczne płaszcza było dwurzędowe, a dna przynitowanie jednorzędowo. Z jednej strony walczaka u góry był otwór zkąd odchodziła rura do mykwy, zaopatrzona w kurek, a z drugiej strony otwór, zamykany gwintowym korkiem, do nalewania wody. Żadnego osprzętu oprócz tego kocioł nie posiadał: nie było ani pompy zasilającej; ani wodowskazów, ani manometru. Urządzenia zabezpieczającego przed wzrostem prężności pary nie było. Łaźnia była czynną dzień lub dwa w tygodniu: wtedy nalewano lejkiem wodę do kotła,

rozpalano pod nim ogień a wytworzoną parę, wypuszczano do mykwy, zależnie od zapotrzebowania. Prężności pary nie można było w czasie ruchu kotła obserwować, tylko starano się aby kurek na przewodzie odlotowym był rzadko zamykany.

W dzień wypadku, kobieta obsługująca kociołek, nalała wody do kotła, rozpaliła ogień pod nim i zamknęła kurek, żeby nie uchodziła napróżno para, bo jeszcze nie było klijentek a sama położyła się na ławce, stojącej przy ścianie, niedaleko paleniska, i zasnęła. W pewnej chwili, kiedy w kotle prężność pary przekroczyła wytrzymałość kotła, tylne dno, zwrócone w stronę łaźni, wyrwało się zupełnie i uderzywszy o ławki, upadło zupełnie pogięte o kilka metrów od kotła (rys. 1-d), a kocioł siłą reakcji wyrwał się z obmurza do góry, lecz na drodze swego lotu spotkał żelazną dwuteową belkę, wysokości około 200 *m/m*, która jako podciąg belek sufitowych, była wmurowana w poprzeczną ściany (patrz rys. 2.), uderzył się o nią z taką siłą, że wyrwał ją z muru, a sam upadł w kąt pomieszczenia B (β), gdzie częściowo został przywalony deskami, i belkami sufitu i cegłami z obmurza i rozwalonej ściany (patrz rys. 3). Siła wybuchu zerwała cały dach z sufitem i belką żelazną, oraz rozwaliła ścianę, grubości dwuch cegieł, oddzielającą pomieszczenie rozbieralni od łaźni, na długości przeszło dwuch i pół metra. Na rys. 4 jest widoczna futryna drzwi i miejsce gdzie poprzednio był wmurowany kocioł, oznaczone krzyżykiem (Pionowe słupy widoczne na fotografji, ustawione obecnie przy naprawie sufitu.) Przy uderzeniu kotła o belkę żelazną, rozerwało się i pogięło dno przednie, a w miejscu uderzenia blacha zfałdowała się w głębokich załamach, co uwidocznia rys. 5.



Rys. 4.

Nie może być w danym wypadku żadnych wątpliwości, że przyczyną wybuchu była nadmierna prężność pary i brak jakichkolwiek urządzeń zabezpieczających. Nie po raz pierwszy takie, lub tym podobne „kotły", często przerobione z beczki na spirytus, były powodem eksplozji w łaźniach małych miasteczek mimo to i mimo, że nieraz, jak i w tym wypadku, życie ludzkie padło ofiarą cudzej lekkomyślności, zła dotąd nie dało się wykorzenić, gdyż Dozór Kotłów nie dowiaduje się o istnieniu tych kotłów, ukrytych w zakamarkach małych miasteczek. Kocioł ten nie był zgłoszony do dozoru i w ewidencji Stowarzyszenia nie był zanotowany.



Rys. 3.



Rys. 5.

FABRYKA PALENISK MECHANICZNYCH

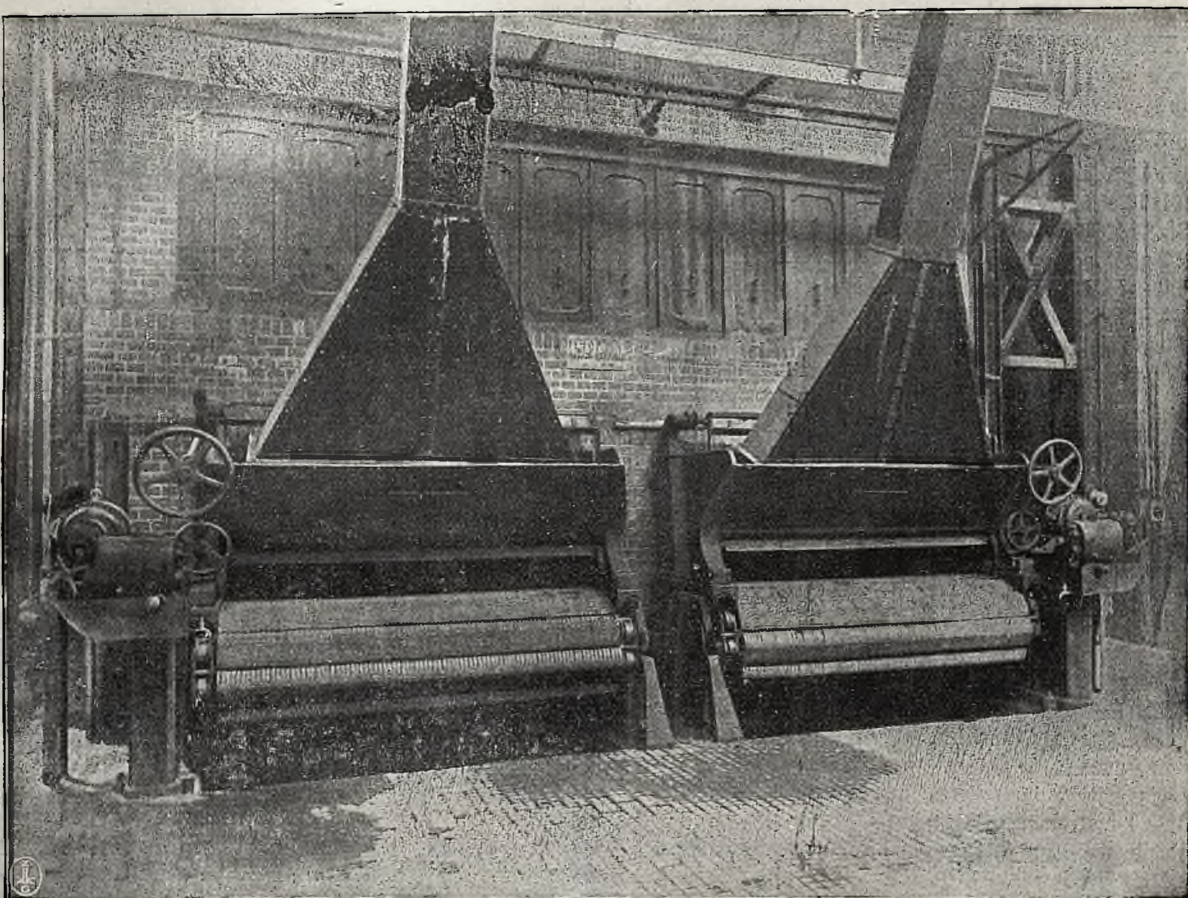
Tow. z ogr. odp.

(WANDERROST - WERKE G. m. b. H.)

MIKOŁÓW, Polski G. Śląsk

Specjalna Fabryka Rusztów Mechanicznych syst. „IDEAL“

Wykonano przeszło **1500** rusztów mechanicznych syst. **„IDEAL“.**



Ruszty mechaniczne syst. „IDEAL” NA KOPALNI „OHEIM“ G. ŚLĄSK.

WYROBY FABRYKI:

1. **RUSZTY MECHANICZNE** syst. „IDEAL“ z podwiewem i bez podwiewu.
   a) AMERYKAŃSKIE wiszące sklepienia paleniskowe.
2. PRZEWODY rurowe wysokiego i niskiego ciśnienia.
3. **URZĄDZENIA DO OCZYSZCZANIA WODY** **patentowane do wszelkich celów.**
4. **Odlewy żeliwne** maszynowo i ręcznie formowane, od najmniejszych do 5000 *kg* wagi, surowe i obrabiane.
   a) **Przewody** rurowe żeliwne **do 1200** *mm* średnicy.

GENERALNY PRZEDSTAWICIEL **Inż. WŁ. BUDZIŃSKI** WARSZAWA, Smolna 25, Tel. 39-32.

331—S.



St. Weigt i Ska
ŁÓDŹ
PRODUKUJE:
KOTŁY „ESWU“ TYPU STREBLA
KOTŁY „ESWU“ MIESZKANIOWE DO WODNEGO CENTRALNEGO OGRZEWANIA
GRZEJNIKI (RADJATORY)
KWASO i OGNIOODPORNE ODLEWY
UTWARDZONE WALCE MŁYŃSKIE
MASZYNY POMOCNICZE DLA ODLEWNI
RUSZTY
PĘDNIE